

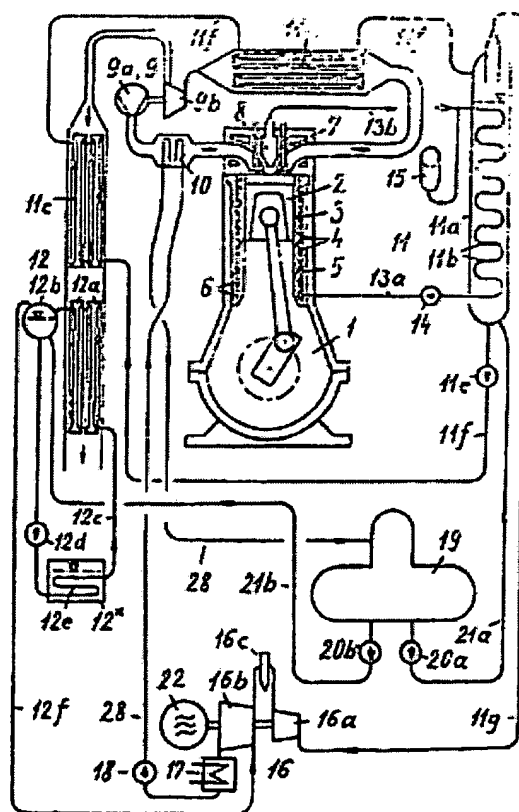
## Combustion engine with steam generating system

**Patent number:** DE3333069  
**Publication date:** 1985-03-21  
**Inventor:** WIESER RUDOLF DR (DE)  
**Applicant:** WIESER DR RUDOLF  
**Classification:**  
 - international: F02G5/04  
 - european: F02G5/04  
**Application number:** DE19833333069 19830914  
**Priority number(s):** DE19833333069 19830914

Report a data error here

### Abstract of DE3333069

The production of steam by the exhaust gases from combustion engines and use of this steam to generate mechanical or electrical energy is already known. The proposal according to the invention is now directed towards generating steam not only by means of the engine exhaust gas heat but also by means of the engine cooling heat and thereby achieving an additional fuel saving. Two steam generators with different operating pressures are provided. At the same time during operation the heat exchanger surfaces of the steam generator are heated at higher operating pressure partly by the heat transfer fluid of the engine cooling system and partly by the exhaust gas of the engine. For the cylinder liners a thin-walled design with external cooling ribs is proposed, which is pressed into an enclosing metal cylinder. Working steam at a pressure of approximately 20 bar can thereby be generated using the engine cooling heat. The total efficiency of a conventional diesel engine, which is normally about 40%, can be increased to over 50% by the proposed steam generating system.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**



DEUTSCHES  
PATENTAMT

②1 Aktenzeichen: P 33 33 069.7  
②2 Anmeldetag: 14. 9. 83  
②3 Offenlegungstag: 21. 3. 85

DE 3333069 A1

⑦1 Anmelder:  
Wieser, Rudolf, Dr., 6800 Mannheim, DE

⑦2 Erfinder:  
gleich Anmelder

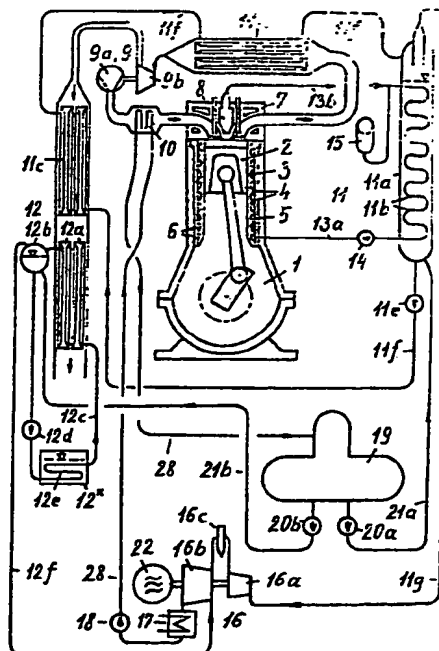
⑤4 Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage

Es ist bereits bekannt, bei Verbrennungsmotoren durch deren Abgase Dampf zu produzieren und diesen Dampf für die Erzeugung von mechanischer oder elektrischer Energie zu verwenden.

Der erfindungsgemäße Vorschlag zielt nun darauf ab, Dampf nicht nur mittels der Motorabgaswärme, sondern auch mittels der Motorkühlwärme zu erzeugen und dadurch eine zusätzliche Ersparnis an Treibstoff zu erreichen.

Es sind zwei Dampferzeuger mit unterschiedlichen Betriebsdrücken vorgesehen. Dabei sind während des Betriebes die Wärmetauscherflächen des Dampferzeugers mit höherem Betriebsdruck teils vom Wärmeträgerfluid des Motorkühlsystems und teils vom Abgas des Motors beheizt. Für die Zylinderlaufbüchsen ist eine dünnwandige Ausführung mit außenliegenden Kühlrippen vorgeschlagen, die in einen umgebenden Metallzylinder eingepreßt ist. Es kann dadurch mit der Motorkühlwärme Arbeitsdampf von etwa 20 bar Druck erzeugt werden.

Der Gesamtwirkungsgrad eines konventionellen Dieselmotors, der normal etwa 40% beträgt, kann durch die vorgeschlagene Dampferzeugungsanlage auf über 50% gesteigert werden.



DE 3333069 A1

Patentansprüche

1. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage, dadurch gekennzeichnet, daß die die Zylinderlaufbüchsen (3) des Motors (1) umgebenden Kühlkanäle (6) und/oder die in den Zylinderköpfen (7) des Motors (1) integrierten Kühlräume (8) über Rohrleitungen (13a, 13b) mit den Wärmetauscherflächen (11b) von wenigstens einem kühlsystemseitigen oder kühlssysteme- und abgasseitigen Dampferzeuger (11) in Verbindung stehen und daß während des Betriebes Kühlwärme des Motors mittels eines über die Rohrleitungen (13a, 13b) zirkulierenden Wärmeträgerfluides in den Dampferzeugern (11) gefördert und dort zur Produktion von Dampf verwendet wird.
2. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß er wenigstens einen kombinierten kühlssystem- und abgasseitigen Dampferzeuger (11) besitzt, dessen Wärmetauscherflächen (11b, 11c, 11d) während des Betriebes teils vom zirkulierenden Wärmeträgerfluid des Motorkühlsystems und teils von den Abgasen des Motors (1) beheizt werden.
3. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugeranlage nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß im Abgasstrom des Motors zwei Arten von Dampferzeugerheizflächen (11c, 11d sowie 12a) angeordnet sind, die während des Betriebes unterschiedliche Dampfdrücke aufweisen und daß die von den Abgasen zuerst durchströmte Art von Dampferzeugerheizfläche (11c, 11d) mit höherem Dampfdruck zu dem vom zirkulierenden Wärmeträgerfluid des Motorkühlsystems teilweise beheizten Dampferzeuger (11) gehört.

4. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die während des Betriebes vom Wärmeträgerfluid des Motorkühlsystems durchströmten Wärmetauscherflächen (11b) in der Trommel oder dem Dampf-Flüssigkeits-Separationsgefäß (11a) des Dampferzeugers (11) angeordnet sind.
5. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage, dadurch gekennzeichnet, daß im Abgaskanal des Motors (1) vor dem Abgasturbolader (9) wenigstens eine Wärmetauscherfläche (11d) zur Produktion und/oder Überhitzung von Dampf angeordnet ist.
6. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage, dadurch gekennzeichnet, daß die von den Motorabgasen beaufschlagten Dampferzeugerheizflächen (11c, 11d, 12a) in an sich bekannter Weise als Doppelrohr-Wärmetauscher ausgebildet sind.
7. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugeranlage nach Anspruch 1 und 3 mit zwei Dampferzeugern, die unterschiedliche Drücke aufweisen, dadurch gekennzeichnet, daß das Kondensat des dampfseitigen Arbeitsmediums während des Betriebes vor seinem Eintritt in die beiden Dampferzeuger (11, 12) in an sich bekannter Weise den Ladeluftkühler (10) des Motors (1) als wärmeaufnehmendes Medium durchströmt.
8. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugeranlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Zylinderlaufbüchsen (3) des Motors je in einen umgebenden Metallzylinder (5) eingepreßt sind und an ihren Außenflächen in an sich bekannter Weise Kühlrippen (4) und Kühlkanäle (6) für das zirkulierende Wärmeträgerfluid aufweisen.

9. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugeranlage nach Anspruch 1 und 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Kühlrippen (4) der Zylinderlaufbüchsen (3) als mehrgängige Schraubenrippe ausgebildet sind.
10. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugeranlage nach Anspruch 1 und 8, dadurch gekennzeichnet, daß während des Betriebes das zirkulierende Wärmeträgerfluid an den kurbelseitigen Enden der Zylinderlaufbüchsen (3) in diese eintritt und an den zylinderkopfseitigen Enden derselben in die Zylinderköpfe (7) überströmt.
11. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß im Kühlsystem des Motors (1), vorzugsweise in den Rohrleitungen (13a, 13b) zwischen den Kühlkanälen (6) bzw. den Kühlräumen (8) des Motors (1) und den Wärmetauscherflächen (11b) des zugehörigen Dampferzeugers (11) in an sich bekannter Weise wenigstens eine Umwälzpumpe (14) angeordnet ist.
12. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß am Motorkühlsystem - vorzugsweise an einer von dessen Verbindungsleitungen (13a, 13b) - wenigstens ein Blasenspeicher (15) für die Druckhaltung des Wärmeträgerfluides angebracht ist.
13. Verfahren zum Betrieb eines Verbrennungsmotors mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Nennlast des Motors (1) die Temperatur des Wärmeträgerfluids am Austritt des Motorkühlsystems wenigstens 200 °C - vorzugsweise aber etwa 250 °C - beträgt.

14. Verfahren zum Betrieb eines Verbrennungsmotors mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Nennlast des Motors (1) die Aufwärmspanne des Wärmeträgerfluids im Motorkühlsystem höchstens 40 °C, vorzugsweise aber etwa 20 °C beträgt.
15. Verfahren zum Betrieb eines Verbrennungsmotors mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß während des Betriebes der durch die Motorkühlwärme erzeugte Dampf in einer Überhitzerfläche (11d) von den Motorabgasen überhitzt wird.
16. Verfahren zum Betrieb eines Verbrennungsmotors mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der erzeugte Dampf höheren Druckes während seiner Expansion in der Dampfturbine (16) in an sich bekannter Weise wenigstens eine Feuchtigkeitsabscheidung zwischen den Turbinengehäusen (16a, 16b) erfährt.
17. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, bei der die Dampfturbine über ein Getriebe mit der Kurbelwelle des Motors verbunden ist, dadurch gekennzeichnet, daß das Getriebe in an sich bekannter Weise ein veränderliches Übersetzungsverhältnis aufweist.
18. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, mit zwei Dampferzeugern mit unterschiedlichen Betriebsdrücken, dadurch gekennzeichnet, daß die Wärmetauscherfläche (12e) des Ölkühlers (12\*) dem Dampferzeuger (12) mit niedrigerem Betriebsdruck zugeordnet ist.

19. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß er wenigstens einen kühlwärmeseitigen Wärmeträgerkreislauf (13a - 6 - 8 - 13b - 11b - 14) und wenigstens einen abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf (23 - 23a - 23b - 23c) aufweist, wobei der erste die Kühlwärme des Motors (1) und der zweite in an sich bekannter Weise die Abgaswärme des Motors (1) und gegebenenfalls die Wärme des Ladeluftkühlers (10) und/oder des Ölkühlers (12<sup>x</sup>) aufnimmt, und daß in beiden Arten von Wärmeträgerkreisläufen Dampferzeuger (11, 25, 26) angeordnet sind. (Fig. 6)
20. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1 und 19, dadurch gekennzeichnet, daß im abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf (23 - 23c) zwei oder mehrere Dampferzeuger (25, 26) angeordnet sind, die wärmeträgerseitig hintereinander geschaltet sind und dampfseitig unterschiedliche Betriebsdrücke (Nenndrücke) aufweisen.
21. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1 und 19, dadurch gekennzeichnet, daß im abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf (23 - 23c) den Dampferzeugern (25, 26) wärmeträgerseitig wenigstens ein Kondensatvorwärmer (27) nachgeschaltet ist.
22. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1 und 19, dadurch gekennzeichnet, daß während des Betriebes die im kühlwärmeseitigen (13a - 13c) und im abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf (23 - 23c) erzeugten Dämpfe in einer Dampfturbine (16) entspannt werden.



14 00 00

46

6

3333069

23. Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage nach Anspruch 1 und 19, dadurch gekennzeichnet, daß während des Betriebes die Dampferzeuger (11, 25, 26) des kühlwärmeseitigen (13a - 13b) und des abgasseitigen Wärmeträgerkreislaufes (23 - 23c) aus einem Speisewasserbehälter (19) mit Speisewasser versorgt werden.

-----

### Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage

Es ist bereits allgemein bekannt, bei Verbrennungsmotoren zwecks Steigerung ihrer Wirkungsgrade in deren Abgasströmen Dampferzeuger anzubringen und den dort produzierten Dampf in Dampfturbinen oder Kolbendampfmaschinen zur Erzeugung von mechanischer oder elektrischer Energie zu verwenden.

Nachteilig bei dieser Lösung ist es, daß auf diese Weise nur ein Teil der Abgasverlustwärme des Motors für die Dampferzeugung genutzt wird, während die Kühlwärme des Motors ungenutzt bleibt.

Dabei beträgt die Kühlwärme eines Motors etwa 20-25 % der mit dem Brennstoff zugeführten Wärme und fällt überdies auf einem Temperaturniveau an, auf dem sie durch eine Dampfkraftanlage mit noch verhältnismäßig gutem Wirkungsgrad (von ca. 20 %) in mechanische bzw. elektrische Energie umgewandelt werden kann.

Ziel der Erfindung ist es, einen Verbrennungsmotor mit Dampferzeugungsanlage zu schaffen, bei dem sowohl ein Teil der Abgaswärme als auch die gesamte Kühlwärme und die Schmierölwärme des Motors für die Produktion von Dampf verwendet wird. Dabei werden für einen möglichst großen Teil dieses Dampfes Zustandsgrößen (Druck, Temperatur) angestrebt, die bei der Umwandlung der im Dampf enthaltenen Wärme in mechanische bzw. elektrische Energie einen höheren Wirkungsgrad erreichen lassen.

Zur Realisierung dieses Zieles wird ein Verbrennungsmotor (Diesel-, Otto-Motor) mit Dampferzeugungsanlage vorgeschlagen, der dadurch gekennzeichnet ist, daß die die Zylinderlaufbüchsen des Motors umgebenden Kühlkanäle und die in den Zylinderköpfen des Motors integrierten Kühlräume über Rohrleitungen mit den Wärmetauscherflächen von wenigstens einem kühlssystemseitigen oder kühlssystem- und abgasseitigen Dampferzeuger in Verbindung

140-83  
8

3333069

stehen und daß während des Betriebes Kühlwärme des Motors mittels eines zirkulierenden Wärmeträgerfluids in den Dampferzeuger gefördert und dort zur Produktion von Dampf verwendet wird.

Nach einem anderen wesentlichen Merkmal der Erfindung ist der Dampferzeuger als kombinierter kühlssystem- und abgasseitiger Dampferzeuger ausgebildet, dessen Wärmetauscherflächen während des Betriebes teils vom zirkulierenden Wärmeträgerfluid des Motorkühlsystems und teils von den Abgasen des Motors beheizt werden.

Diese kombinierte Ausführung des Dampferzeugers erlaubt eine verhältnismäßig einfache Betriebsführung der Dampfkraftanlage. Vor allem wird dadurch auch die Anordnung eines zweiten Dampferzeugers niedrigeren Betriebsdruckes im Abgasstrom des Motors ermöglicht, ohne daß dadurch der Dampfteil in seinem Aufbau zu kompliziert wird.

Sind im Abgasstrom des Motors zwei Dampferzeugerheizflächen angeordnet, die während des Betriebes unterschiedliche Dampfdrücke aufweisen, dann gehört die von den Abgasen zuerst durchströmte Dampferzeugerheizfläche mit dem höheren Dampfdruck zu dem vom zirkulierenden Wärmeträgerfluid des Motorkühlsystems beheizten Dampferzeuger.

Der Dampferzeuger mit dem niedrigeren Dampfdruck ermöglicht einen zusätzlichen Gewinn an Abgaswärme für die Erzeugung von mechanischer bzw. elektrischer Energie.

Beim Dampferzeuger mit dem höheren Betriebsdruck sind die während des Betriebes vom Wärmeträgerfluid des Motorkühlsystems durchströmten Wärmetauscherflächen vorteilhaft in seiner Trommel oder in seinem Dampf-Flüssigkeits-Separationsgefäß angeordnet.

Bei Verbrennungsmotoren, die eine hohe Abgastemperatur aufweisen (zum Beispiel von schnelllaufenden LKW-Diesel), kann auch im Abgaskanal des Motors vor dem Abgasturbolader eine Wärmetauscherfläche zur Produktion und/oder Überhitzung von Dampf angeordnet sein. Dies läßt eine Steigerung des Dampfanteiles höheren Betriebsdruckes bzw. eine höhere Überhitzung des Dampfes erreichen.

(Bei Großmotoren, die eine tiefe Abgastemperatur aufweisen, ist diese Lösung nicht möglich.)

Um die von den Motorabgasen beaufschlagten Dampferzeugerheizflächen gut reinigen zu können, sind diese in an sich bekannter Weise als Doppelrohr-Wärmetauscher ausgebildet.

Besitzt der Verbrennungsmotor zwei Dampferzeuger mit unterschiedlichen Dampfdrücken, so wird das Kondensat des dampfseitigen Arbeitsmediums während des Betriebes vor seinem Eintritt in diese beiden Dampferzeuger in an sich bekannter Weise zuerst als wärmeaufnehmendes Medium durch den Ladeluftkühler des Motors gefördert. Dies läßt eine tiefe Temperatur der Ladeluft und dadurch eine höhere Zylinderleistung des Motors erreichen.

Nach einem anderen Kennzeichen der Erfindung sind die Zylinderlaufbüchsen des Motors je in einen umgebenden Metallzylinder eingepreßt und weisen an ihren Außenflächen in an sich bekannter Weise Kühlrippen und Kühlkanäle für das zirkulierende Wärmeträgerfluid auf. Dabei sind die Kühlrippen vorteilhaft als mehrgängige Schraubenrippen ausgebildet.

Die solcherart gestalteten Zylinderlaufbüchsen mit umgebenden Metallzylindern können an bereits in Betrieb befindlichen Motoren gegen deren ursprüngliche, konventionelle Zylinderlaufbüchsen ausgetauscht werden. So ist es möglich, auch ältere Motoren (zum Beispiel große Schiffsmotoren) nachträglich mit einer Dampferzeugungsanlage auszurüsten.

Während des Betriebes tritt das zirkulierende Wärmeträgerfluid an den kurbelseitigen Enden der Zylinderlaufbüchsen in diese ein und strömt dann an den zylinderkopfseitigen Enden derselben in die Zylinderköpfe über.

Durch die Ausbildung der Zylinderlaufbüchsen mit peripheren Kühlrippen und Kühlkanäle und durch das Einpressen derselben in umgebende Metallzylinder kann die minimale Wandstärke der Zylinderlaufbüchsen auf einen Bruchteil der üblichen Wandstärken verringert und so die Kühlwirkung des zirkulierenden Wärmeträgerfluids erheblich gesteigert werden.

Dies ermöglicht - bei Beibehaltung der Innenflächentemperaturen der Zylinderlaufbüchsen - die Wahl von verhältnismäßig hohen Ein- und Austrittstemperaturen des zirkulierenden Wärmeträgerfluids (etwa 230 - 250 °C), was wiederum die Erzeugung eines Arbeitsdampfes von relativ hohem Druck gestattet. Dadurch ist es bei der Erzeugung von mechanischer bzw. elektrischer Energie aus dem Dampf möglich, einen höheren Wirkungsgrad zu erreichen.

Für die Aufrechterhaltung der Zirkulation des Wärmeträgerfluids im Kühlsystem des Motors, ist in diesem - vorzugsweise in der Rohrleitung zwischen den Kühlräumen bzw. Kühlkanälen des Motors und den Wärmetauscherflächen des zugehörigen Dampferzeugers - in an sich bekannter Weise wenigstens eine Umwälzpumpe angeordnet.

Überdies ist am Motorkühlsystem - vorzugsweise an dessen Verbindungsleitungen - wenigstens ein Blasenspeicher für die Druckhaltung des Wärmeträgerfluides angebracht. (Als Wärmeträgerfluid kann vorzugsweise Wärmeöl oder gegebenenfalls auch Wasser verwendet werden.)

Wie bereits erwähnt, beträgt bei Nennlastbetrieb des Motors die Temperatur des Wärmeträgerfluides am Austritt des Motorkühlsystems etwa 250 °C, mindestens aber 200 °C.

Die Aufwärmspanne des Wärmeträgerfluides (dies ist die Differenz zwischen Austrittstemperatur und Eintrittstemperatur) im Motorkühlsystem beträgt etwa 20 °C, höchstens aber 40 °C. Durch diese geringe Aufwärmspanne - die eine entsprechend große Umwälzrate an Wärmeträgerfluid erfordert - ist es möglich, Dampf von verhältnismäßig hohem Druck zu erzeugen und dadurch einen relativ guten Wirkungsgrad bei der Umwandlung der Kühlwärme in mechanische bzw. elektrische Energie zu erreichen.

Bei jenen Motoren, die eine höhere Abgastemperatur aufweisen (zum Beispiel 700 - 800 °C), wird man den durch Motorkühlwärme erzeugten Dampf vorteilhaft in einer Überhitzerfläche mittels der Motorabgase überhitzen.

Bei Motoren mit niedriger Abgastemperatur (z. B. 400 °C), bei denen eine Überhitzung des Dampfes nicht erfolgt, wird der erzeugte Dampf höheren Druckes während seiner Expansion in der Dampfturbine zweckmäßig einer Feuchtigkeitsabscheidung unterworfen.

Ist die Dampfturbine über ein Getriebe mit der Kurbelwelle des Motors verbunden, so besitzt das Getriebe zur Drehzahlabstimmung der beiden Aggregate ein veränderliches Übersetzungsverhältnis.

Die Wärmetauscherfläche des Ölkühlers des Motors ist dem Dampferzeuger mit niedrigerem Betriebsdruck zugeordnet. Dadurch ist es möglich, auch die im Schmieröl enthaltene Wärme für die Erzeugung von Dampf zu nützen und einen Teil davon in mechanische bzw. elektrische Energie zu verwandeln.

Nach einem weiteren, wesentlichen Merkmal der Erfindung sind bei einer zweiten Ausführungsform dem Motor ein kühlwärmeseitiger Wärmekreislauf und ein abgasseitiger Wärmekreislauf zugeordnet, wobei der erste die Kühlwärme des Motors und der zweite einen Teil der Abgaswärme desselben sowie die Wärme des Ladeluftkühlers und des Ölkühlers aufnimmt. In beiden Wärmekreisläufen sind Dampferzeuger angeordnet.

Wird bei dieser Lösung als Wärmeträgerfluid Thermoöl verwendet, so bleiben am Motor alle Wärmetauscher drucklos und es können die Einrichtungen für die Dampferzeugung räumlich vom Motor getrennt werden. Dies gibt eine vorteilhafte Anordnung für die Gesamtanlage.

Im abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf sind zwei oder mehrere Dampferzeuger angeordnet, die wärmeträgerseitig hintereinander geschaltet sind und dampfseitig unterschiedliche Betriebsdrücke aufweisen. Ihnen ist wärmeträgerseitig ein Kondensatvorwärmer nachgeschaltet. Durch diese Lösung ist es möglich, eine tiefe Abgastemperatur zu erreichen, was eine höhere Rückgewinnung von Verlustwärme bringt.

Die während des Betriebes im kühlwärmeseitigen und abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf erzeugten Dämpfe werden vorteilhaft in einer Dampfturbine entspannt. Ebenso erfolgt die Speisewasserversorgung der im kühlwärmeseitigen und abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf angeordneten Dampferzeuger zweckmäßig aus einem Speisewasserbehälter.

Diese beiden letzten Merkmale vereinfachen die Schaltung der Anlage und gewährleisten auch eine sichere und einfache Betriebsweise.

Die Anordnung eines kühlwärmeseitigen und eines abgasseitigen Wärmeträgerkreislaufes ermöglicht auch eine vorteilhafte Betriebsweise der Anlage bei Teillast des Motors.

In den Zeichnungen<sup>10</sup> sind die Schaltschemata zweier beispielsweise Ausführungen<sup>13</sup> der Erfindung dargestellt. Weiters sind ein Konstruktionsdetail und Temperaturdiagramme für Abgas, Dampf und Wärmeträgerfluid sowie ein Temperatur-Entropie-Diagramm des Arbeitsdampfes gezeichnet.

Es zeigt:

Fig. 1 das Schaltschema eines Verbrennungsmotors mit Dampferzeugungsanlage der ersten Ausführungsform

Fig. 2 den Längsschnitt durch eine Zylinderlaufbüchse mit Kühlrippen, Kühlkanälen und umgebenden Metallzylinder

Fig. 3 das Temperatur-Diagramm für Wärmeträgerfluid und Arbeitsdampf höheren Druckes

Fig. 4 das Temperatur-Diagramm für Abgas sowie Arbeitsdampf höheren und niederen Druckes

Fig. 5 ein Temperatur-Entropie-Diagramm für den Arbeitsdampf höheren Druckes

Fig. 6 das Schaltschema einer zweiten Ausführungsform der Erfindung

In dem in Fig. 1 gezeichneten Schaltschema ist der Verbrennungsmotor 1 im vertikalen Querschnitt dargestellt.

Die Kolben 2 bewegen sich je in einer Zylinderlaufbüchse 3, die außen Kühlrippen 4 trägt und die in einen Metallzylinder 5 eingepreßt ist. Zwischen der Zylinderlaufbüchse 3 und dem umgebenden Metallzylinder 5 befinden sich schraubenförmige Kühlkanäle 6.

In jedem Zylinderkopf 7 ist in bekannter Weise ein Kühlraum 8 ausgespart.



Dem Motor 1 ist ein Abgasturbolader 9 zugeordnet, der aus einem Verdichter 9a und einer Abgasturbine 9b besteht. Dem Verdichter 9a ist verbrennungsluftseitig ein Ladeluftkühler 10 nachgeschaltet.

Weiters sind dem Motor 1 ein Dampferzeuger 11 für höheren Betriebsdruck und ein Dampferzeuger 12 für niedrigeren Betriebsdruck zugeordnet.

Der Dampferzeuger 11 ist als kombinierter Kühlsystem- und abgasseitiger Dampferzeuger ausgebildet. Im Dampf-Flüssigkeits-Separationsgefäß 11a (dieses ist als Druckkörper mit vertikaler Achse ausgebildet) ist die vom Wärmeträgerfluid des Motorkühlsystems beheizte Wärmetauscherfläche 11b angeordnet. Überdies gehören zum Dampferzeuger 11 noch die durch die Motorabgase beheizten Wärmetauscherflächen 11c und 11d sowie die Umwälzpumpe 11e und die Verbindungsleitungen 11f.

Die Wärmetauscherfläche 11c ist abgasseitig nach dem Abgasturbolader 9, die Wärmetauscherfläche 11d ist abgasseitig vor dem Abgasturbolader 9 angeordnet. Beide Wärmetauscherflächen 11c und 11d sind als Doppelrohr-Wärmetauscher gestaltet, um ihre Reinigung zu erleichtern.

Die Wärmetauscherfläche 11d kann auch als Überhitzer für den Dampf höheren Druckes ausgebildet sein.

Die Wärmetauscherfläche 11b im Dampf-Flüssigkeits-Separationsgefäß 11a ist mittels der Rohrleitung 13a mit den Kühlkanälen 6 der Zylinderlaufbüchsen 3 und über die Rohrleitung 13b mit den Kühlräumen 8 der Zylinderköpfe 7 verbunden. In der Rohrleitung 13a ist eine Umwälzpumpe 14 für das Wärmeträgerfluid und an der Rohrleitung 13b ein Blasenspeicher 15 für die Druckhaltung des Wärmeträgerfluids angeordnet.

Das Wärmeträgerfluid wird durch die Umwälzpumpe 14 im Kreislauf gefördert. Es tritt an den kurbelseitigen Enden der Zylinderlaufbüchsen 3 mit einer Temperatur von etwa 230 °C in die Kühlkanäle 6 ein, durchströmt diese nach oben, tritt in die Kühlräume 8 der Zylinderköpfe 7 über und dann mit einer Temperatur von ca. 250 °C aus diesen aus.

Durch diese Strömungsführung des Wärmeträgerfluides sind die Zylinderlaufbüchsen 3 etwas kühler gehalten als die Zylinderköpfe 7, was für die Schmierung der Kolben wichtig ist.

Die im Motor 1 aufgenommene Kühlwärme wird durch das Wärmeträgerfluid in die Wärmetauscherfläche 11b transportiert, durch welche sie für die Erzeugung von Dampf höheren Druckes abgegeben wird.

Ein anderer Anteil von Dampf höheren Druckes wird in den Wärmetauscherflächen 11c und 11d durch einen Teil der in den Motorabgasen enthaltenen Wärme erzeugt.

Eine weitere Ausnützung der Abgaswärme erfolgt in der Wärmetauscherfläche 12a des zweiten Dampferzeugers 12 mit niedrigerem Betriebsdruck. Diese Wärmetauscherfläche ist ebenfalls als Doppelrohr-Wärmetauscher ausgebildet.

Zum Dampferzeuger 12 gehören noch die Trommel 12b und die Verbindungsleitungen 12c mit Umwälzpumpe 12d sowie die Wärmetauscherfläche 12e des Ölkühlers 12\* des Motors 1.

Die vom Motorabgas beheizten Wärmetauscherflächen 11c, 11d und 12a sind zwecks guter Reinigungsmöglichkeit als Doppelrohr-Wärmetauscher gestaltet. Die Möglichkeit der guten Reinigung ist besonders bei schwerölbetriebenen Motoren wichtig.

Die Entspannung der beiden über die Dampfleitungen 11g und 12f zugeführten Dampfströme erfolgt in der Dampfturbine 16, der ein Kondensator 17 und eine Kondensatpumpe 18 nachgeschaltet sind.

Zwischen dem MD-Turbinengehäuse 16a und dem ND-Turbinengehäuse 16b ist ein Flüssigkeitsabscheider 16c für den Dampf höheren Betriebsdruckes angebracht.

Der Dampf von niedrigerem Betriebsdruck wird in das ND-Turbinengehäuse 16b eingeschleust.

Die Kondensatpumpe 18 fördert das Kondensat über den Ladeluftkühler 10 - wo es als wärmeaufnehmendes Medium wirkt - in den Speisewasserbehälter 19.

Die beiden Speisepumpen 20a und 20b fördern das Speisewasser anschließend über die Speiseleitungen 21a und 21b in das Dampf-Flüssigkeits-Trenngefäß 11a des Dampferzeugers 11 und in die Trommel 12b des Dampferzeugers 12.

Die Dampfturbine 16 kann einen Elektrogenerator 22 antreiben oder über ein Getriebe mit der Kurbelwelle des Motors 1 direkt verbunden sein. In letzterem Falle weist das Getriebe zweckmäßig ein variables Übersetzungsverhältnis auf, um Motor und Dampfturbine bei verschiedenen Lasten in ihren Drehzahlen optimal aufeinander abstimmen zu können. (Große mechanische Getriebe mit variablem Übersetzungsverhältnis werden heute für leistungsstarke Kesselspeisepumpen angeboten.)

In Fig. 2 ist in einem Längsschnitt eine Zylinderlaufbüchse 3 mit umgebendem Metallzylinder 5 vergrößert dargestellt.

Die Zylinderlaufbüchse 3 trägt an ihrer Außenseite schraubenförmige Kühlrippen 4. Zwischen der Zylinderlaufbüchse 3 und dem umgebenden Metallzylinder 5 befinden sich die ebenfalls schraubenförmigen Kühlkanäle 6.

Der Vorteil dieser Konstruktion liegt in der geringen radialen Abmessung der Wand der Zylinderlaufbüchse 3, die für das Wärmeträgerfluid die Anwendung verhältnismäßig hoher Temperaturen gestattet (Eintrittstemperatur etwa 230 °C).

In Fig. 3 ist über der Wärmetauscherfläche 11b der Temperaturverlauf des Wärmeträgerfluides und des Dampfes höheren Druckes aufgetragen.

Bei einer Verdampfungstemperatur von ca. 220 °C erlaubt dies bei Wasserdampf immerhin einen Dampfdruck von fast 20 bar.

In Fig. 4 ist über den Wärmetauscherflächen 11d, 11e und 12a der Temperaturverlauf des Motorabgases und des Dampfes höheren und niedrigeren Druck aufgetragen. Die Temperatur des Dampfes höheren Druckes stimmt mit jener in Fig. 3 eingetragenen überein.

In Fig. 5 ist das Temperatur-Entropie-Diagramm für die Expansion des Dampfes höheren Druckes in der Dampfturbine 16 dargestellt.

Der Dampf weist am Turbineneintritt keine Überhitzung auf. Er erfährt dafür eine Feuchtigkeitsabscheidung zwischen dem HD-Turbinengehäuse 16a und dem ND-Turbinengehäuse 16b.

Bei der in Fig. 6 dargestellten zweiten Ausführungsform der Erfindung sind dem Motor 1 ein kühlwärmeseitiger Wärmeträgerkreislauf 13a - 6 - 8 - 13b - 11b - 14 und ein abgasseitiger Wärmeträgerkreislauf 23 - 23a - 23b - 23c zugeordnet.

Im kühlwärmeseitigen Wärmeträgerkreislauf wird vom dortigen Wärmeträgerfluid die Kühlwärme des Motors wieder in den Kühlkanälen 6 der Zylinderlaufbüchsen 3 und in den Kühlräumen 8 der Zylinderköpfe 7 aufgenommen und in den Wärmetauscherflächen 11b des kühlsystemseitigen Dampferzeugers 11 abgegeben.

Die Zirkulation des Wärmeträgerfluides erfolgt wieder durch die Umwälzpumpe 14 über die verbindenden Rohrleitungen 13a und 13b. Auch hier ist ein Blasenspeicher 15 vorgesehen.

Im abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf 23 - 23a - 23b - 23c sind der Ladeluftkühler 10, die Wärmetauscherfläche 12e des Ölkühlers 12<sup>x</sup>, der abgasbeheizte Wärmetauscher 24, der MD-Dampferzeuger 25, der ND-Dampferzeuger 26, der Kondensatvorwärmer 27 und die Umwälzpumpe 14' für das zweite Wärmeträgerfluid angeordnet und durch die Rohrleitungen 23, 23a, 23b, 23c miteinander verbunden.

In den Aggregaten 10, 12e, 24 wird vom Wärmeträgerfluid während des Betriebes Wärme aufgenommen und diese in den Aggregaten 25, 26 und 27 abgegeben.

Der Ladeluftkühler 10 und die Wärmetauscherfläche 12e des Ölkühlers 12<sup>x</sup> sind wärmeträgerseitig zueinander parallel geschaltet und dem abgasbeheizten Wärmetauscher 24 vorgeschaltet.

Der MD-Dampferzeuger 25, der ND-Dampferzeuger 26 und der Kondensatvorwärmer 27 sind wärmeträgerseitig hintereinander geschaltet. Die Betriebsdrücke (Nenndrücke) der Dampferzeuger 25 und 26 sind unterschiedlich hoch.

Die Betriebsdrücke in dem MD-Dampferzeuger 25 des abgasseitigen

Wärmeträgerkreislaufes und dem kühlssystemseitigen Dampferzeuger 11 des kühlwärmeseitigen Wärmeträgerkreislaufes sind gleich hoch. (Sie können erforderlichenfalls aber auch unterschiedlich sein.)

Die im kühlwärmeseitigen Wärmeträgerkreislauf und im abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf erzeugten Dämpfe strömen über die Dampfleitungen 11g, 25a und 26a zur Dampfturbine 16 und werden in dieser entspannt.

Während des Betriebes werden die Dampferzeuger 11, 25 und 26 von den Speisepumpen 20a und 20b aus dem Speisewasserbehälter 19 über die Speiseleitungen 21a, 21a' und 21b mit Speisewasser versorgt.

Das Kondensat wird von der Konsensatpumpe 18 aus dem Kondensator 17 über die Kondensatleitung 28 und den Kondensatvorwärmer 27 in den Speisewasserbehälter 19 gefördert.

Die Vorteile der zweiten Ausführungsvariante gemäß Fig. 6 bestehen darin, daß - bei Verwendung von Thermoöl als Wärmeträgerfluid - die Aggregate 10, 12e und 24 drucklos sind und die Dampferzeugung vom Motor 1 räumlich getrennt werden kann.

Die Anordnung zweier Wärmeträgerkreisläufe erlaubt es, in jedem derselben die für den Betrieb optimale Rate an Wärmeträgerfluid umzuwälzen. Dies ist besonders für den Teillastbetrieb des Motors 1 von Bedeutung, bei dem im abgasseitigen Wärmeträgerkreislauf die zirkulierende Wärmeträgerrate reduziert werden muß, während sie im kühlwärmeseitigen Wärmeträgerkreislauf vorteilhaft - zwecks Beibehaltung hoher Wärmeübergangszahlen in den Kühlkanälen 6 und den Kühlräumen 8 - konstant bleibt.

Der Gesamtwirkungsgrad großer konventioneller Dieselmotoren normaler Bauweise liegt heute bei etwa 40 %.

Durch die nachträgliche Ausstattung solcher Motoren mit der hier beschriebenen Dampferzeugungsanlage bzw. Dampfkraftanlage läßt sich der Gesamtwirkungsgrad auf über 50 % anheben.

Die Einsparung an Brennstoff ist also erheblich. Dabei wird etwa die Hälfte dieser Einsparung durch die Nutzung der Motorkühlwärme erreicht.

Es können aber auch neue Verbrennungsmotoren mit Dampferzeugungsanlage der vorbeschriebenen Art ausgestattet werden.

Der erzeugte Dampf läßt sich natürlich auch als Heizdampf in Industrieanlagen verwenden.

Verdampft können dabei sowohl Wasser als auch ein Stoff aus der Kältetechnik (zum Beispiel ein Gemisch aus Wasser und Trifluoräthanol) werden.

Maßgebend für die Wirtschaftlichkeit der Anschaffung einer zusätzlichen Dampferzeugungsanlage ist eine lange jährliche Betriebszeit des Verbrennungsmotors. Bei großen Schiffdieselmotoren oder Lokomotivmotoren ist diese Voraussetzung aber fast immer erfüllt.

Eine zusätzliche Nutzung der in den Motorabgasen hinter dem Dampferzeuger noch enthaltenen Restenergie kann durch die Erzeugung von Warmwasser erfolgen.

3333069

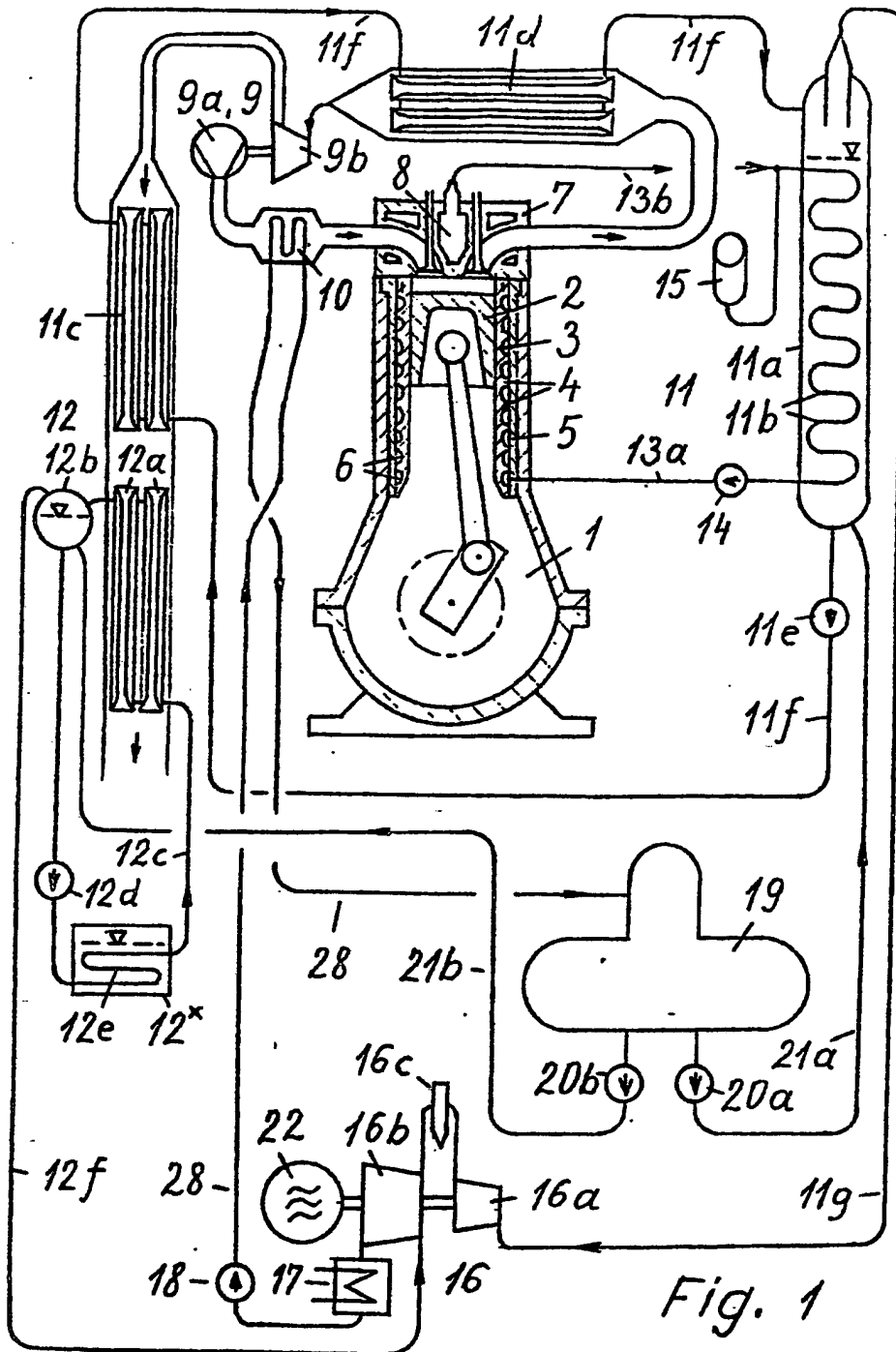


Fig. 1



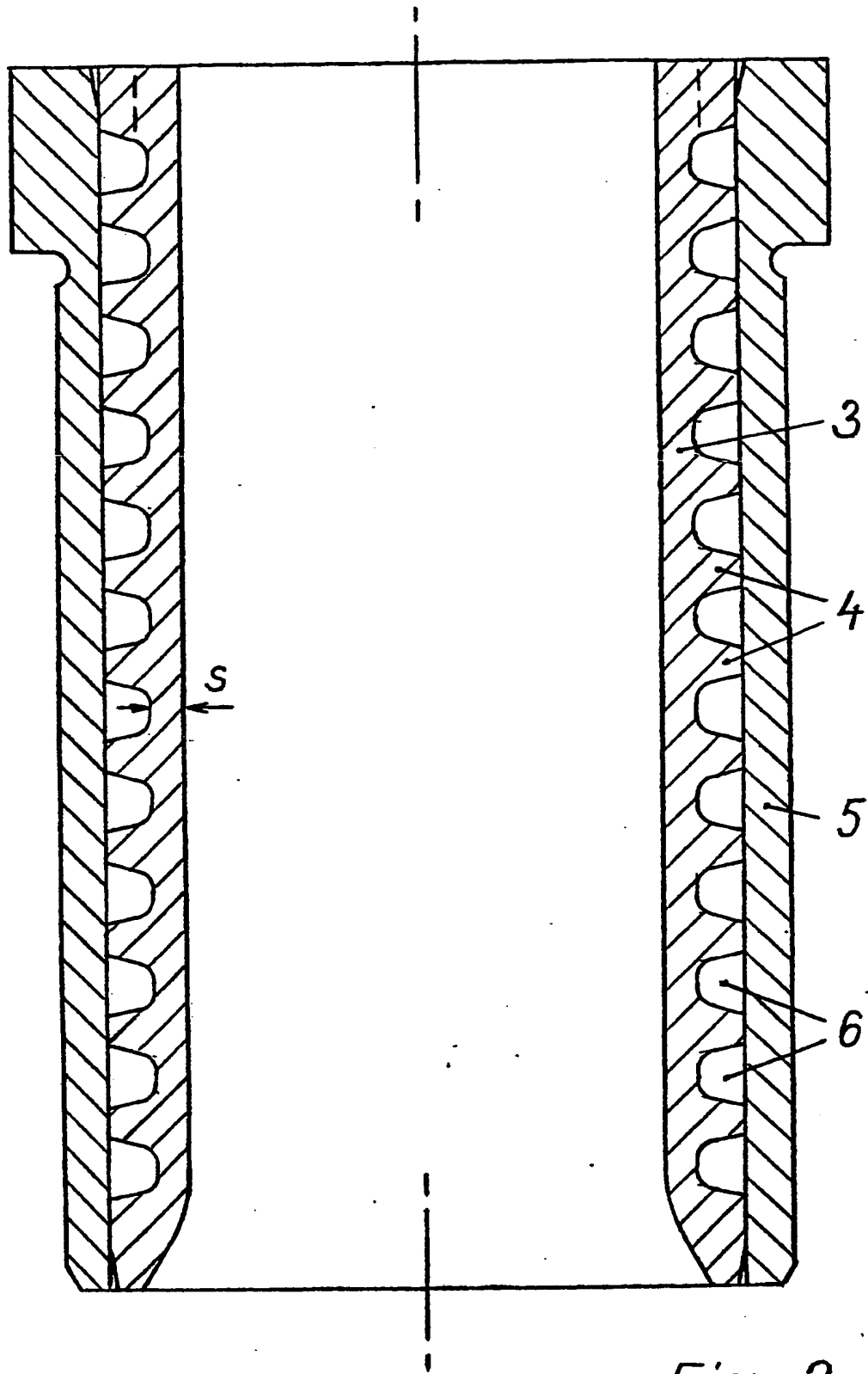


Fig. 2

Fig. 3

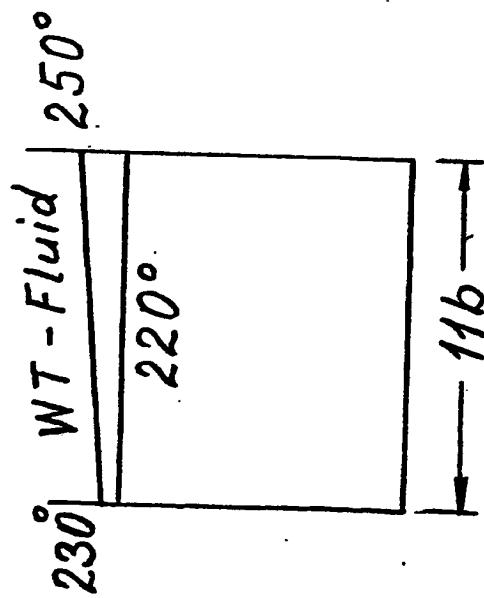


Fig. 4

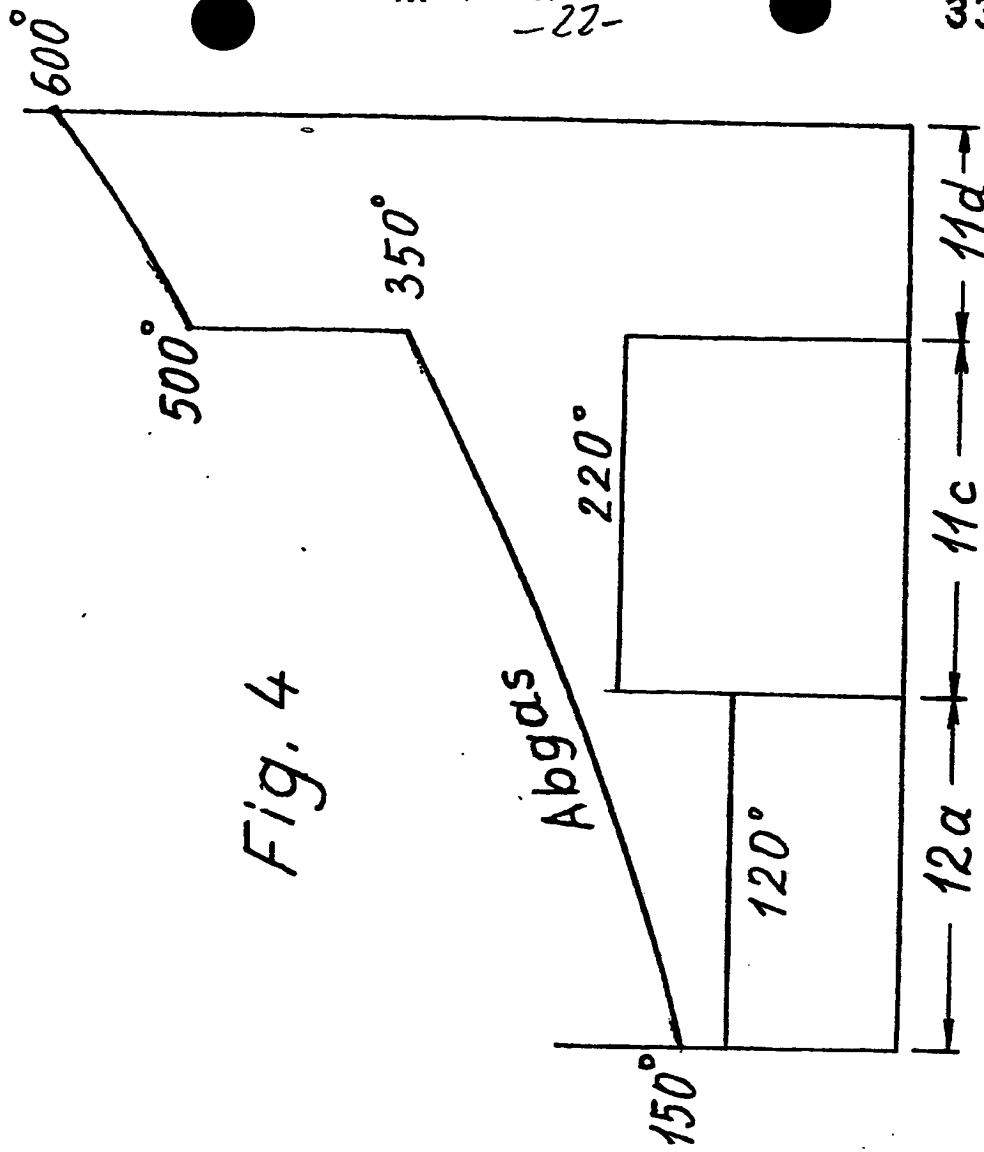
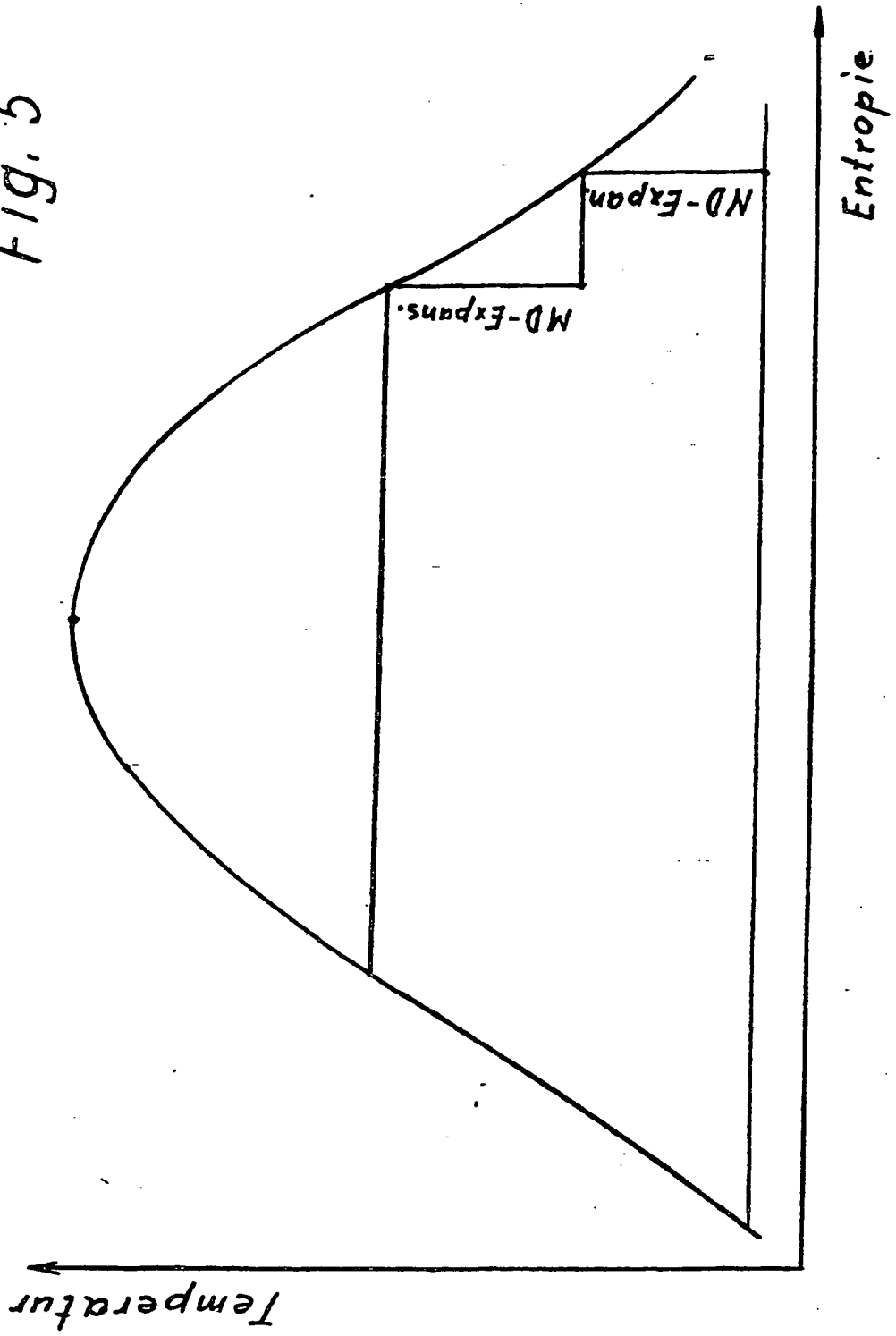


Fig. 5



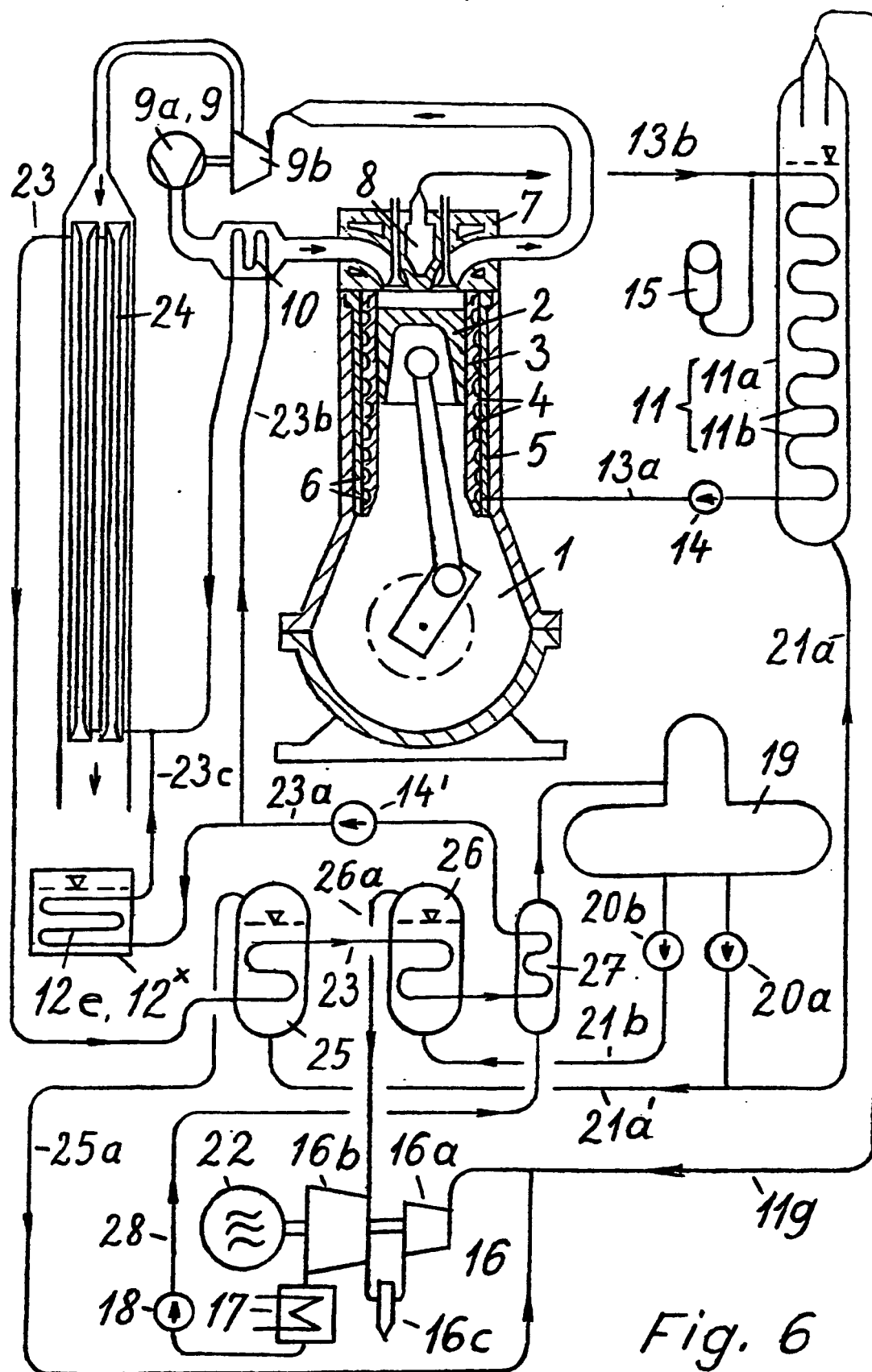


Fig. 6